モータ式切り離し機構の開発

正員 竹内 倶佳* 斉藤 仁志**

Development of DC Motor Drive Release

by Tomoyoshi, Takeuchi*, Member Hitoshi, Saito**

Abstract

A new DC motor drive release was designed, built, and tested at sea. The conventional motor drive release was worked by DC motor driving a detent attached on the shaft. In this composition, the frictional force between detent and lever increased according as the water pressure increased in the deep ocean. Therefore, an accident which the release did not work occasionally happened and it was unreliable. A new release is worked by DC motor driving a pin connected to the nut along the axis of the screw inward the pressure hull using a sending screw. In the new composition, water pressure works effectively to release. A ball screw is used in order to decrease frictional force as the sending screw. A frictional brake is also used to hold the hook with a pin and for itself not to move by water pressure. The release is worked by acoustic command.

1. 結 言

流速計、海底地震計、位置測定用トランスポンダなどの海洋観測機器は、係留系の形で海底に設置して使われる。このような係留系は、一定期間経過後観測データの収集、または測器の回収のため回収される。このとき、係留のための重りと測器、ブイなどと切り離す必要がある。これ等のための設置・回収技術は 1970 年代の始めに米国ウッズホール海洋研究所を中心に精力的に進められ¹⁾、1970 年代の中頃に実用域に達した。日本においても、海洋科学技術センタ、東京大学海洋研究所でこの技術がそれぞれ開発され、1970 年代の後半から海洋観測に本格的に使われるようになって来ている^{2),3)}。

Fig. 1 は底層係留系の例を示しているが、重り (Anchor) と測定器、ブイ等との切り離し装置が重要になる。切り離し装置の切り離し部は、火薬またはガス圧によるピストンの駆動方式、電磁クラッチまたはモータによるシャフト回転方式、電蝕による溶解で線を切断しレバーを解除する方式が主なものである⁴⁾。駆動指令は、タイマ式と音響指令による方式があるが、タイマ式は回収時期があらかじめ決め

られてしまうため、音響指令による方式がよく使われるようになってきている。切り離し機構の駆動において、ガス圧式と電蝕式は 1 回使用して再度使うにはある程度の整備が必要であるが、信頼性が高い。一方、モータによるシャフト回転式は水圧によって摩擦力が増加し、切り離しの信頼性が低い欠点を持っている⁵⁾。長期係留のような場合には、切り離しを 1 回使用することに整備が必要でも信頼性が高ければ十分であるが、位置決定に利用されるトランスポンダの設置、回収においては、船上での整備を伴うセットを必要としない簡単なセットで切り離しは何回も使える方が、広い海域での作業の場合にはトランスポンダの回収、設置を繰り返して使うので好都合である。又、潜水船などでも重りの切り離しに使われるが、切り離しの作動後のセットが難しいか、整備を必要とするセットの機構では潜水船の使い勝手を悪くする一因となる。

本研究では、以上述べたような欠点をなくして信頼性が高く、簡単なセットで繰り返し使用可能な切り離し機構について検討し、開発、試験したものである。

2. 切り離し機構の検討

音響指令によって作動する切り離し装置は、トランスポンダを兼用しているものが多く、切り離し動作の確認、測器の海底位置の測定が音響的手段でできるようになってい

* 電気通信大学、電子工学科

** 電気通信大学大学院

Fig. 1 An example of bottom mooring.

る。Table 1 は文献 6) から引用したものである。この表からわかるように切り離し機構には、1) ガス圧(又は火薬)を利用したピストンの駆動によるもの、2) モータ(又は電

磁クラッチ)によりシャフトを回転するもの、3) 電蝕によりステンレスの細線を溶断し、レバーを動かすものが主なものであるが、その他、ガラス容器の内部を真空にしてそれをたたき壊すことによって切り離すもの、異種の金属の接触による電気分解溶断による方式もあり使われていないようである。

ガス圧駆動方式の切り離し装置は、浅海用と深海用で構造は異なるが、電熱を使った点火によって得られたシリンダ内のガス圧によってピストンを移動させ Table 1 の図のピンをはずしてフックを回転させる方式で⁷⁾、水圧はピストンを移動させる方向に作用する。従って、切り離しの信頼性は、音響指令の通信の信頼性に依存し、極めて高いと云える。しかしながら、切り離しを 1 回行くと、再度使用するためには耐圧容器を開けて点火用のカートリッジを交換しなければならず、手間のかかる点が欠点となっている。

モータ駆動方式の切り離し装置は、Benthos 社製及び Inter Ocean 社製のもので利用された方式で、モータによりシャフトを回転させ、レバーのつめをはずす方式である。ORE 社製は電磁ブレーキ方式で通電によりブレーキを解除し、バネ力で軸を回転させる。シャフトは耐圧容器を貫通しており、水圧により軸部の回転摩擦が増加する傾向にあり、切り離し動作の信頼性を欠く一因になっている⁸⁾。し

Table 1 主な切り離し機構の比較

方式 項目	ガス 圧	シャフト回転	溶 断
構造			
動作原理	ガス圧でピストンを駆動させフックの固定ピンを外す	モータでシャフトを回転させレバーのつめを外す	細線を強制的に電蝕させ、切断しレバーを外す
水圧の影響	有 (ピンを押し込む)	有 (摩擦力を増加する)	無
セットの 容易さ	カートリッジの交換に慣れが必要	簡単 (スイッチの切り替え)	細線のセットに慣れが必要
事前動作 確認	電流値の確認	船上での切り離し動作確認	電流値の確認

かし、切り離しを実行後再度セットするには最も簡単な方式で、繰り返し使用するには好都合な方式である。

電蝕によって細線を溶断し、レバーを解除する方式の切り離し装置は、耐圧容器を貫通して動く部分がなく、水圧の影響を受けにくいため動作が安定している⁹⁾。電蝕による細線の溶断は、電極間に電流を流してやるとプラス側の電極が電蝕を起して急速に溶解する性質を利用したものである。溶断用の金属は、海水では腐蝕しにくい SUS 316 などの細線が使用されている。細線の溶断には、太さも関係するが数 10 秒から数 10 分の時間を必要とする。しかし、切り離しの信頼性は高い。この切り離し装置も 1 回使用して再度セットするのに耐圧容器を開ける必要はないが、慣れが必要であって簡易という点で難点がある。

以上、切り離し装置の主要な切り離し駆動について比較したが、モータ方式は繰り返し使用には便利であるが、信頼性に難点がある。ガス圧式又は電蝕式は信頼性では優れているが、繰り返し使用には問題がある。現状では、信頼性の点から日本においてはガス圧式又は電蝕式が使われている。

モータ駆動方式の場合は、水圧によって回転軸の摩擦が増加することに問題があるので⁹⁾、ガス圧方式のように軸方向に動く機構にすれば水圧の影響は、ピン（即ちピストン）の引っかかりを解除する方向に動くようにすることができる。従って、Fig. 2 のような構成にすると送りねじでピストンを軸方向に動かすことができるので、好都合である。

3. 切り離し動作の検討

まず、Fig. 2 に基づいて新しく構成した切り離し機構の動作の概略を述べる。Fig. 2 のピン P はナット N のフランジに固定されていて、ボールねじを遊星ギアを介して DC モータで回転するとナット N はフランジと共に W だけ送られるので、ピン P も矢印の方向に W だけ移動する。フック H は矢印の方向に回転し、R に固定されていたリングを介してチェーン又はロープでつながれていたアンカは、リングが解除され、切り離される。この動作は約 3 秒で行われる。

3.1 ねじに働く荷重

ねじに働く力は有効径 d_2 において働いていると考えられ、有効径に沿ってねじ山を円柱から展開して考えてよいので、Fig. 3 のようにナットとねじの関係から力の関係を展開することができる。

a) 荷重 Q に逆らってナットを送る場合

(+とする, Fig. 3, a)

$$F = Q \tan(\alpha + \rho)$$

だから

$$T = \frac{d_2}{2} F = Q \frac{d_2}{2} \frac{L + \mu \pi d_2}{\pi d_2 - \mu L} \quad (1)$$

ここで、 Q : 軸方向の荷重、 T : ねじを回転させるためのト

Fig. 2 A mechanism of DC motor drive release.

Fig. 3 Frictional force working on the contacting surface of the screw.

$$T = \frac{d_2}{2} F$$

$$L = \pi d_2 \tan \alpha, \tan \rho = \mu$$

ルク, d_2 : ねじの有効径, α : ねじのリード角, L : ねじのリード, μ : ねじとナットの山間の摩擦係数。

b) 荷重 Q の方向にナットを送る場合

(-とする, Fig. 3. b)

$$F = Q \tan(\rho - \alpha)$$

だから,

$$T = \frac{d_2}{2} F = Q \frac{d_2}{2} \frac{\mu \pi d_2 - L}{\pi d_2 + \mu L} \quad (2)$$

で与えられる¹⁰⁾。

荷重 Q は外圧であり, a) の場合はピンを耐圧容器の外側に移動するように送りねじを回転させる場合である。これは切り離し装置をセットする場合であるから, 通常, 船上で行われるので, 荷重はほとんど無視できる。b) の場合はピンを耐圧容器の内側へ移動するように送りねじを回転させる場合である。これは高水圧下で行なわれるので, 荷重は水深 10000 m のとき 1076 kgw/cm² であるから, ピンの直径を 10 mm とすると, 845 kgw 程度の荷重となる。次節で検討するようにこの程度の荷重に対して十分耐えられるねじ径は 20 mm になるから, この場合, 摩擦係数 μ または荷重 Q をパラメータにとったときのトルク T は (1), (2) 式から Fig. 4 が得られる。

これから, 高水圧下での切り離しは摩擦係数が小さい場合 (0.08 以下) には水圧による荷重だけでピンが移動して

行われることになる。これは, 切り離し機構が高水圧下では常に切り離される方向に働くことを意味し, 駆動用のトルクも小さくてすむので好都合な特性と云える。ボールねじの摩擦係数は 0.02~0.06¹⁷⁾ であるので, 切り離し機構においてある程度の摩擦を積極的に加え, 負荷になるような機構にすることによって高水圧による荷重に耐えるようにすることが必要となる。

3.2 切り離し機構

切り離し機構の重要な構成要素について強度から必要な寸法について検討する。

a) ピンとねじ

ピン, 送りねじは高い水圧による荷重に耐えなければならない。荷重 Q に対して働く圧縮応力 σ は直径 d の棒の場合,

$$\sigma = \frac{Q}{\pi(d/2)^2} \quad (3)$$

であるから,

$$d \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma}} \quad (4)$$

を満足すればよい。水深 10000 m を想定し, ピンの材料としてステンレス鋼 (SUS 304) を考えると, 安全率を 4 とし (4) 式から $d \geq 9.9$ mm が得られ, ピンの直径は 10 mm とすれば十分である。

送りねじについては軟鋼とすると, 安全率を考慮すると, (4) 式から $d_i \geq 15.8$ mm (内径) が得られる。この条件を満たすねじとしては, 例えば外径 20 mm, リード 5 mm のものが規格品として存在する。

めねじ (ナット) については, 高水圧による荷重に耐えられ, 送りねじに整合するものを選択すればよい。

b) ギアと直流モータ

ギアはねじに加った水圧の荷重によるトルクに十分耐え, モータ側は低トルクになるようなギア比をもつものにする必要がある。切り離し機構ではねじを運動用に用いるので台形ねじ, ボールねじの何れかを使うことにする。

台形ねじの場合

静止摩擦係数は 0.14~0.27¹³⁾ であるから水圧の荷重により送りねじが回転を始めるときのトルクは, $d_2 = 20$ mm, $L = 5$ mm とし, (2) 式から $Q = 1000$ kgw のとき 700 kgw・mm~1700 kgw・mm になる。従って, ギア比を 100:1 にしても, モータに要求されるトルクは 7 kgw・mm~17 kgw・mm となり, 小型モータによる駆動は難かしくなる。

ボールねじの場合

この場合の静止摩擦係数は 0.02~0.06¹³⁾ となるので, Fig. 4 から水圧による荷重で送りねじ (ボールねじ) が回転を始めることがわかる。従って, プレーキがないと高水圧で切り離し駆動が自然に行われることになる。このためブレーキ制御によって水圧荷重による自然駆動を押える。ボールねじの一端はスラスト軸受で支持されており (Fig.

Fig. 4 An expected torque as a function of pressure load and coefficient of frictional force.

2), 水圧荷重 1000 kgw のときの摩擦トルクはスラスト軸受の平均半径が 25 mm とすると摩擦係数を 0.02 のとき 250 kgw・mm となる。これが負荷となっても切り離し駆動が自然に行われる。ブレーキ制御は摩擦で行ない、等価的に静止摩擦係数を増大させ、全体で等価換算して約 $\mu=0.1$ (Fig. 4) になるように設定する。このとき、水圧荷重 $Q=1000$ kgw により送りねじを回転させるのに必要なトルク T は、(2)式から $d_s=20$ mm, $L=5$ mm として $T=200$ kgw・mm となる。50:1 のギアを介して送りねじを回転させるものとするときモータに要求されるトルクは 4 kgw・

mm となり、小型直流モータで十分駆動可能な切り離し機構を構成することができる。

以上の検討結果に基づいてボールねじとブレーキ制御を併用した切り離し機構を構成する。ブレーキ制御はモータ

Fig. 5 Appearance of the manufactured DC motor drive release.

Table 2 開発した切り離し装置の特性

使用水深	6000m, 10000m
寸 法	90 ϕ x 800 mm
重 量	15, 20kg
切り離し	音響指令による モータ駆動
無保守	
繰返し	
回数	約 50 回
セット	磁気スイッチによる
音響系	
周波数	8~11kHz
指向性	無指向性
送波レベル	186dB/ μ Pa
コマンド	
コード	24
電源 (電池)	DC9V, 15V, 34V

Table 3 各種切り離し装置の比較

方式 項目	モータ駆動送りねじ	ガス 圧	電 蝕 溶 断
動作原理	DCモータで送りねじを回転しフックの固定ピンを外す	ガス圧でピストンを駆動させフックの固定ピンを外す	細線を強制的に電蝕させ、切断しレバーを外す
指令コマンド	音響利用、10kHz 帯、送波レベル：187dB、無指向性	音響利用、10kHz 帯、送波レベル：183dB、無指向性	音響利用、10kHz 帯、送波レベル：190dB、無指向性
切り離し時間	約 3 秒	瞬時	約 50 秒~10 分
水圧の影響	有 (ピンを押し込む)	有 (ピンを押し込む)	無
セットの容易さ	簡単 (磁気スイッチによる切り替え)	カートリッジの交換に慣れが必要	細線のセットに慣れが必要
事前動作確認	船上での切り離し動作確認	電流値により確認	電流値により確認
使用水深	6000 m	6000 m	6000 m
重量、価格	20kg, 190 万	27kg, 220 万	17kg, 250 万

と遊星ギアの接続のところに摩擦ブレーキをもうけ、A, B 板の相互の押えつけ力によって調節する (Fig. 2)。遊星ギアは余裕をみて 100 : 1 とする。水圧荷重が 1200 kgw (Fig. 4 の○) まで自然に駆動されないようにすると、このとき必要となる駆動トルクは $\mu=0.7$ として約 250 kgw・mm になる。従って、モータに要求されるトルクは 2.5 kgw・mm となる。直流モータは永久磁石を界磁に利用した定格トルク 6.05 kgw・mm, 定格電圧 15 V のものを選定し、電源電圧が落ちてでも十分駆動できるようにした。モータのトルク定数は 3.85 kgw・mm/A, 電機子抵抗が $3\ \Omega$ であるから電源電圧が 1/2 以下の 6 V に下がったとしても、7.7 kgw・mm のトルクが確保できる。1 回切り離しに必要な電力量は約 0.007 WH となる。従って 100 回切り離しを繰り返すのに要する電力量は 0.7 WH である。電源は電池を使い音響系と共用する。

3.3 切り離し装置の構成

前章の検討結果に基づいて切り離し機構を試作し、これを使った切り離し装置を試作した。Fig. 5 は試作した切り離し機構とその全体の外観を示す。装置の諸元は Table 2 に示す。切り離し指令のための音響システムは既製のシステム (海洋電子株式会社製) を利用している。耐圧容器は水深 6000 m 用は SUS 304 を用い、水深 10000 m 用はチタンを用いて耐腐蝕性のある装置にしている。長期保留のときに問題となる電蝕は鉛のリングを付け鉛を電蝕させることによって容器の腐蝕が防げることが実証されている。切り離し後の再利用は磁気スイッチによりセットされ、繰り返し利用が簡単にできるようになっている。ピンは 2 重 O リングによって海水の侵入を防いでいる。表 3 は現用の切り離し装置との主要諸元について比較したものである。これから本システムは磁気スイッチにより簡単にセットできるので、繰り返し使うのに便利であり、必要とする電力量も少ない。切り離し時間も電蝕による切り離し装置に比べ十分速く、水圧は切り離しを助長するように働き好都合である。

4. 動作試験

今回試作した新しい方式によるモータ駆動切り離し機構の試験とこれを使った音響指令切り離し装置の海域試験の結果を以下に述べる。

4.1 引張り荷重試験

切り離し装置のフックには常に引張り荷重がかかっている。この状態でピンの移動を確認するために引張り荷重を 0~800 kgw まで変えて、モータに流れる電流を調べると同時に切り離し動作の確認を行った。この結果を Table 4 に示す。0~800 kgw の何れの引張り荷重のときでも切り離し動作は確実に行われることが確認できた。直流モータに流れる電流は、引張り荷重に関係なく始動時はほぼ一定となっている。これは送りねじの始動時はねじの静止摩擦

のみに依存し、引張り荷重にはほとんど影響されないことを意味する。送りねじの始動後の電流値は引張り荷重の増大に従って減少している。これはピンの構造 (Fig. 2 参照) から引張り荷重がフックを回転させるように働くので、送りねじに対して水圧荷重と同じ方向に作用することを意味

Table 4 負荷に対するモータ電流

引張荷重	モータ電流	
	始動時	回転時
50 kgw	0.27 A	0.15 A
100	0.27	0.15
150	0.26	0.15
200	0.27	0.14
250	0.28	0.14
300	0.28	0.14
350	0.27	0.14
400	0.28	0.13
450	0.27	0.13
500	0.27	0.13
550	0.27	0.12
600	0.27	0.12
650	0.28	0.12
700	0.27	0.11
750	0.27	0.11
800	0.27	0.11

Fig. 6 Shrinkage of the system of pin, male and female screws, gear and DC motors for release.

し、切り離しを促進する効果となり好都合である。以上から、引張り荷重に対して切り離し動作が確認できた。

4.2 圧縮試験

フック固定用ピンには水圧により圧縮荷重がかかる。これを調べるため圧縮試験機を使ってピンに圧縮荷重 0~1200 kgw (水深 10000 m 以上に相当) をかけピンの切り離し機構の状態を調べた。この結果を Fig. 6 に示す。ピンを含めた全体は圧縮荷重に応じてほぼ直線的に縮んでいる。これはピン、送りねじ、ギア、モータ系全体の弾性的な変形に基づくものと考えられる。事実、圧縮荷重を取り除けば縮みは 0 に戻る。実験は 3 回繰り返しているがほぼ同じ特性が得られている。圧縮荷重が 1200 kgw のとき 0.75 mm 変形している。ピンは 6 mm 突き出てフックを固定するのでこの変形による影響はほとんどないものと考えられる。圧縮荷重によって送りねじが回転しないトルクは実測の結果 148 kgw・mm である。このときのピン、ねじ、ギア、モータ系の軸方向の弾性的変形はほぼ 0.6 mm である。これはピンの突き出し長さの 10 % である。148 kgw・mm のトルクは $d_2=20$ mm, $L=5$ mm の送りねじの摩擦係数に換算するとほぼ 0.05 になる。従って、送りねじの摩擦係数が全体で等価的に $\mu=0.1$ になるようにボールねじのブレーキ制御を行うことによって切り離し機構は安定にフックを固定することができるものと考えられる。圧縮荷重下でのモータ駆動による切り離し動作は確実に行われた。

4.3 高圧水槽による試験

試作した切り離し装置を高圧水槽で加圧し試験した。耐圧容器は 1000 kgw/cm² のものを使い Fig. 7 のように加圧し、ほぼ 2 時間放置した。加圧速度は 2.5 m/sec で海中に係留系が落下して行く場合に相当する。この結果ピンの移動がほとんど認められず、切り離しが高水圧で自然に行われないことが確かめられた。更に、700 kgw/cm² に加圧し、6 日後に減圧ピンの移動を調べたところ 0.5 mm の移動が認められた。Fig. 6 の×印がこの移動量で、切り離し全体の残留変形である。これはガタなどの影響もあり、圧縮試験のときの変形より小さいので、切り離し装置が高水圧

Fig. 7 Applied pressure speed.

Fig. 8 Scene of the ocean field test.

により自然に切り離されることはないと考えられる。但し、長期係留（数カ月以上）については実際に試験する必要があるだろう。

4.4 簡易海域試験

試作した切り離し装置は、水深 3200 m の海域での総合的試験を行った。ワイアで海底に吊下し、音響指令で切り離し装置の動作を確認した。Fig. 8 は試験のときの様子を示す写真である。

5. 結 言

位置決定用トランスポンダ、流速計など海底設置測器のための音響指令によるモータ駆動切り離し機構の開発を行った。従来のモータ駆動切り離し装置の回転シャフト型駆動方式に対して本論文で考案した方式は、送りねじによる軸方向ピストン型駆動である。これは、従来の方式の高い水圧下での摩擦増加による確実性に欠ける切り離し動作となっている欠点を除き、高い水圧荷重が切り離し動作を促進するように働く方式である。送りねじにはボールねじを使うことによって摩擦係数を低くし、高い水圧荷重によって切り離しが自然に行われないように摩擦によるブレーキ制御をすることで切り離し機構を構成するピン、ねじ、ギア、直流モータ系全体の摩擦係数を調整した。試作した切り離し装置は高圧水槽および実海域で試験し、切り離し動作が安定に行われることを確認した。今後は、実際の係留を通して繰り返し使用による電力消費および信頼性の検討を行う予定である。

本研究は昭和 64 年度文部省科学研究費補助金重点領域研究深層海水循環過程の解明の援助の基に行われたものである。高圧水槽試験は東京大学生産技術研究所浦研究室の高圧水槽を使って行ったものである。海域実験は、東京大学海洋研究所白鳳丸 KH-87-5 次研究航海 (1987, 12.4~12.14) で予備実験を、淡青丸 KT-88-9 次研究航海で切り離し実験を行ったものである。

謝 辞

本研究は東京大学海洋研究所平啓介教授の示唆に基づいて始められたものであり、海域実験では多大の援助を受けた。心から感謝の意を表したい。又、海洋電子株式会社村上英幸氏には切り離し装置の試作、試験でお世話になった。ここに感謝申し上げる。

参 考 文 献

- 1) R. H. Heinmiller, Mooring Operations Techniques of the Buoy Project at the Woods Hole Oceanographic Institution, Technical Report, WHOI-76-69, (1976).
- 2) 門馬大和, 堀田宏, トランスポンダの深海係留の運用上の経験, JAMSTEC 技術研究報告 5 (1980), 45-67.
- 3) 寺本俊彦, 海洋の鉛直プロファイル測定装置の開発, 昭和 56 年度文部省科学研究費補助金開発成果報告書, (1982).
- 4) 門馬大和, 深海係留技術, 海中計測技術の動向調査報告書, 海洋科学技術センタ (1988).
- 5) 同上
- 6) 同上
- 7) 村上英幸, 実用新案公報 Y 2, 昭 55-51747.
- 8) 門馬大和, 堀田宏, トランスポンダの深海係留および底曳回収, JAMSTEC 技術報告 16 (1986), 1-14.
- 9) 門馬大和, 土屋利雄, 堀田宏, 深海用トランスポンダ切離し装置, JAMSTEC 技術報告 9 (1982), 67-74.
- 10) 吉沢武夫, 機械要素設計, 裳華房, 21~65.
- 11) ねじ便覧編集委員会, ねじ便覧, 日刊工業新聞社.
- 12) 10) と同じ.
- 13) ねじ便覧編集委員会, ねじ便覧, 日刊工業新聞社.